

(19)



JAPANESE PATENT OFFICE

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11) Publication number: **01116229 A**

(43) Date of publication of application: **09.05.89**

(51) Int. Cl

**F02B 41/10**

(21) Application number: **62270330**

(71) Applicant: **ISUZU MOTORS LTD**

(22) Date of filing: **28.10.87**

(72) Inventor: **SEKIYAMA YOSHIO**

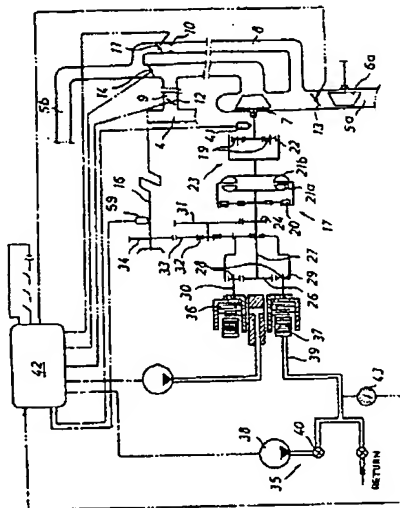
(54) **TURBO COMPOUND ENGINE**

COPYRIGHT: (C)1989,JPO&Japio

(57) Abstract:

PURPOSE: To eliminate an overshoot in a brake by providing an urging means which generates friction torque decreasing a speed of a turbine to 0 while further larger friction torque in the limit of that friction torque when a friction clutch is connected.

CONSTITUTION: Connecting a power turbine 7 to a crankshaft 16 by an inverting mechanism 17, when its hydraulic clutch 37 is actuated in a connecting direction, the turbine 7, before left as driven in a normal direction of rotation by exhaust gas in exhaust passages 5a and 5b, is driven by the crankshaft 16 in a reverse direction of rotation, and the turbine 7, loading negative work to the crankshaft 16, generates brake power. Here a pump 35 (urging means) first presses the clutch 37 by urging force generating friction torque, before a speed reaches 0 in the turbine 7 when it is reversed, next further increases the pressing force, when it exceeds that friction torque, by the pump 38 generating friction torque necessary for reversing the turbine 7. Accordingly, obstructing an overshoot, the stable brake power is generated.



## ⑫ 公開特許公報(A)

平1-116229

⑬ Int.Cl.<sup>4</sup>

F 02 B 41/10

識別記号

庁内整理番号

A-7713-3G

⑭ 公開 平成1年(1989)5月9日

審査請求 未請求 発明の数 1 (全7頁)

⑮ 発明の名称 ターボコンバウンドエンジン

⑯ 特 願 昭62-270330

⑰ 出 願 昭62(1987)10月28日

⑱ 発 明 者 関 山 恵 夫 神奈川県川崎市川崎区殿町3-25-1 いすゞ自動車株式会社川崎工場内

⑲ 出 願 人 いすゞ自動車株式会社 東京都品川区南大井6丁目22番10号

⑳ 代 理 人 弁理士 絹谷 信雄

## 明 細 書

## 1. 発明の名称

ターボコンバウンドエンジン

## 2. 特許請求の範囲

摩擦クラッチの接続時に回転方向を逆転させる反転機構で排気通路のパワータービンとクランク軸とを接続し、上記クラッチに接続時に上記タービンの回転を0回転にする摩擦トルクを発生させると共に、その摩擦トルク限界でさらに大きな摩擦トルクを発生させる付勢手段を設けたことを特徴とするターボコンバウンドエンジン。

## 3. 発明の詳細な説明

## 〔産業上の利用分野〕

この発明は、排気ガスのエネルギーを回収しエンジンのクランク軸に戻すパワータービンを有したターボコンバウンドエンジンに係り、特にエンジンの制動時にクランク軸でパワータービンを逆転させ大きな制動力を作るように構成したターボコンバウンドエンジンに関する。

## 〔従来の技術〕

エンジンの排気系にパワータービンを有し、そのパワータービンを逆転させて制動力を得るように構成したターボコンバウンドエンジンとしては本出願人の先の提案(特願昭61-228107号)がある。

この提案は第6図に示されるように排気ガスエネルギーを回収するパワータービンaを排気通路b<sub>1</sub>に介設すると共に、そのタービンaより上流の排気通路b<sub>2</sub>にそのタービンaを迂回する流体通路cを接続し、排気ブレーキ作動時で且つ上記タービンaにクランク軸dから駆動力が伝達されるときに流体通路c上流の排気通路b<sub>2</sub>を閉成し、その流体通路cを開成する流路切換手段eを設けてターボコンバウンドエンジンを構成したものである。

## 〔発明が解決しようとする問題点〕

ところで、パワータービンが効率良く排気エネルギーを回収されるためには8~10万rpmの回転数を要求されるが、しかし、パワータービンを正転か

ら逆転に切換えて大きな制動力を得ようとした場合、クランク軸とパワータービンとを連結する駆動力伝達系に大きな負荷が作用されることについての問題点を残している。

即ち、第5図の制動力性能Iに示すように、パワータービンが正転から逆転に切換えられたときに、パワータービンがコンプレッサ仕事を成し得る状態に構成しておく、パワータービンが正転から0になった直後に急激にクランク軸荷重が増大するオーバーシュートを起すからである。

これはパワータービンが逆転されたときに空気の掻混ぜ仕事とコンプレッサ仕事との両方を行える状態にあるからで、このため、提案では上記伝達系の強度をオーバーシュートを見込んだ強度に設定するか又はオーバーシュートを考慮して逆転時のパワータービンの回転数を制限して伝達系の損傷を防止する選択を余儀なくされているが、いずれも制動能力を向上させる観点と、コストの観点で好ましくなく新たな提案が望まれている。

でその摩擦トルクを超えたときに付勢手段による押圧力をさらに増してパワータービンを逆転させるために必要な摩擦トルクを発生させる。

したがって摩擦クラッチによってクランク軸とパワータービンとが大きな摩擦力で瞬時に接続されるものと異なり、オーバーシュートを阻んで安定した制動力を作り出すことができる。

#### 〔実施例〕

以下に、この発明の好適一実施例を添付図面に基づいて説明する。

第2図に示す1はエンジン、2はエンジン1の吸気ポート、3はエンジン1の排気ポートである。

図示されるように、吸気ポート2には吸気通路4が接続され、排気ポート3には排気通路5が接続される。

排気通路5の上流にはターボ過給機6のタービン6aが介設されると共に、そのタービン6aよりさらに下流の排気通路5には排気エネルギーを回収するパワータービン7が介設される。ターボ過給機6のコンプレッサ6bは吸気通路4の上流に

#### 〔問題点を解決するための手段〕

この発明は上記問題点を解決することを目的としており、この発明は摩擦クラッチの接続時に回転方向を逆転させる反転機構で排気通路のパワータービンとクランク軸とを接続し、上記クラッチに接続時に上記タービンの回転を0回転にする摩擦トルクを発生させると共に、その摩擦トルク限界でさらに大きな摩擦トルクを発生させる付勢手段を設けてターボコンバウンドエンジンを構成したものである。

#### 〔作用〕

パワータービンとクランク軸を接続する反転機構の摩擦クラッチを接続方向に動作すると、事前に排気通路の排気ガスで正転方向に駆動されていたパワータービンが、クランク軸によって逆転方向に駆動されてクランク軸に対して負の仕事を負荷し制動力を作り出す。

このとき付勢手段は、まず逆転時にパワータービンの回転数が0に至るまでの摩擦トルクを発生させる付勢力で上記摩擦クラッチを押圧し、次い

介設される。

排気通路5は一端がパワータービン7の上流の排気通路5aに接続され他端がパワータービン7の下流の排気通路5bに接続された排気バイパス通路8で結ばれていると共に、一端が吸気通路4の上流に他端がパワータービン7より下流で且つ上記排気バイパス通路8の接続部より上流の排気通路5bに接続された吸気バイパス通路9で結ばれている。

排気バイパス通路8の下流には、流れ方向に沿って順に排気バイパス通路8の排気ガス流量を絞る絞り部10、排気バイパス通路8を開閉する開閉弁11が設けられ、吸気バイパス通路9の上流には吸気バイパス通路9を開閉する開閉弁12が設けられる。

また、排気バイパス通路8の接続部上流の排気通路5a、5bには、それぞれ排気通路5a、5bを開閉する開閉弁13、14が設けられる。これら開閉弁11、12、13、14は実施例にあっては電磁切換弁から成る。

さて、パワータービン7の出力軸15とエンジン1のクランク軸16とは、パワータービン15の回転駆動力をクランク軸16に戻すと共に、逆にクランク軸16の回転駆動力をパワータービン7に伝達する反転機構17で接続される。

反転機構17は第1図に示してあるように構成される。

図示されるように、パワータービン7のタービン軸15の出力端には、出力歯車18が固定されており、その出力歯車18には遊星歯車19、19が啮合されている。これらの遊星歯車19、19はロックアップ機構20を備えた流体継手21の出力ポンプ車21bと一体になって回転する環状歯車22と啮合される。即ち、出力歯車18は遊星歯車19、19及び環状歯車22から成る遊星歯車機構23によって流体継手21に接続され、パワータービン7から流体継手21の出力ポンプ車21aに回転駆動力を伝達するように構成してある。

出力ポンプ車21aには、この出力ポンプ車

ピン7を正転から逆転させるときに、制動力のオーバーシュートを阻むためには油圧クラッチ手段のホールド力を小から大に段階的切り換え、反転の初期で発生する過大な負荷をクラッチのすべりとして吸収させることが有効であることがわかった。そこで、油圧クラッチ手段を、この実施例にあってはキャリア30の半径方向外方へ延出して形成したフランジ部分、即ちクラッチ部36に断続自在で、接続時にキャリア30の回転を止める摩擦クラッチとしての油圧クラッチ37と、この油圧クラッチ37に供給する作動油の吐出量を調節することで油圧クラッチ37のホールド力を可変させる能力可変自在に構成された付勢手段たるポンプ38と、ポンプ38と油圧クラッチ37とを結ぶ作動油通路39に介設した開閉弁40とで構成する一方、上記ポンプ38等を制御するコントローラ42を以下の如く構成する。

コントローラ42はその入力部にエンジン1のクラッチスイッチ（図示せず）のON-OFF信号、アクセルスイッチ（図示せず）のON-OFF信号、エン

ジン1の回転数信号（センサ45による）、ブレーキコントロールスイッチ信号、パワータービン7の回転をパルス数で検出するセンサ41の回転パルス信号、そして上記開閉弁40と油圧クラッチ37間の作動油通路39内の作動油圧力を検出する油圧センサ43の油圧信号が入力されるように構成され、出力部に上記切換弁11、12、13、14及び反転機構17の開閉弁40に制御信号を出力するように構成されと共に、パワータービン7の反転時に、エンジン回転数とパワータービン7の回転数に基づいて（具体的にはエンジン回転数信号と回転パルス数信号とに基づいて）上記ポンプ38の吐出量を可変させる制御信号を出力する制御マップを有して構成される。

次に反転機構17を主体的に構成する遊星歯車機構25を説明する。

遊星歯車機構25は大別して上記出力ポンプ車21aの軸端に太陽歯車26を固定した太陽歯車軸27と、太陽歯車26の円周方向に等間隔を有し、その太陽歯車に啮合された複数の遊星歯車28と、これら遊星歯車28と啮合される内歯を有した環状歯車29と、上記遊星歯車28の、太陽歯車26周りに遊星歯車28を自転させつつ公転させるキャリア30と、上記第1伝達歯車24に啮合された第2伝達歯車31と、この第2伝達歯車31に同軸上に設けられてワンウェイクラッチ32で上記クランク軸16のクランク軸歯車34の回転駆動力を第2伝達歯車31へ伝達する第3伝達歯車33と、上記キャリア30をフリーまたは固定する油圧クラッチ手段35とから構成される。

ところで、反転機構17を切り換えパワーター

ジン1の回転数信号（センサ45による）、ブレーキコントロールスイッチ信号、パワータービン7の回転をパルス数で検出するセンサ41の回転パルス信号、そして上記開閉弁40と油圧クラッチ37間の作動油通路39内の作動油圧力を検出する油圧センサ43の油圧信号が入力されるように構成され、出力部に上記切換弁11、12、13、14及び反転機構17の開閉弁40に制御信号を出力するように構成されと共に、パワータービン7の反転時に、エンジン回転数とパワータービン7の回転数に基づいて（具体的にはエンジン回転数信号と回転パルス数信号とに基づいて）上記ポンプ38の吐出量を可変させる制御信号を出力する制御マップを有して構成される。

実施例にあって、制御マップ44は、第4図に示されるように構成される。即ち、あるエンジン回転数（Neng）でパワータービン7が逆転に切換えられたとき、即ち、エンジンブレーキ時に反転開始から所定時間内（例えば1～1.5sec）でパワータービン7を0回転に至らせるために必要なホ

ールド圧力  $P_0$  と、0 回転から逆転方向に所定時間内（例えば 1 ～ 1.5sec）で加速させるために必要なホールド圧力  $P_1$  と、加速されてから安全な大きさの伝達トルクでパワータービン 7 を駆動するために必要なホールド圧力  $P_2$  を求め、第 5 図に示すように順次ホールド圧力特性  $P_0$ 、 $P_1$ 、 $P_2$  として特性化して記憶させたものが制御マップ 4 4 となる。

次にコントローラ 4 2 の制御内容を説明する。

アクセルスイッチ、クラッチスイッチが共に OFF でエンジン回転数が例えば 700rpm 以上であり、判断 4 6 でブレーキコントロールスイッチが ON であると判断された場合、コントローラ 4 2 は制動時と判断して開閉弁 1 3、1 4 に閉信号を出力し、開閉弁 1 1 に開信号を出力するステップ 4 4 を実行した後、開閉弁 4 0 に開信号を出力して油圧クラッチ 3 7 の接続を実行させる。すると反転機構 1 7 によってパワータービン 7 にクランク軸 1 6 の回転駆動力が伝達され、パワータービン 7 は正転から逆転に切換え可能になる。

御する。尚、コントローラ 4 2 はステップ 4 9 以降、開閉弁 1 2 に閉信号を出力して吸気バイパス通路 9 を開く。すると、このときパワータービン 7 の回転数に応じて吸気パスパス通路 9 から空気が導入され、パワータービン 7 は導入空気量に応じたコンプレッサ仕事を行う。

通常運転時ステップ 5 6 にあって、コントローラ 4 2 は開閉弁 1 3、1 4 は開で、開閉弁 1 1、1 2、4 0 は閉となるように制御する。尚、絞り部 1 0 はタービン 7 の前後の圧力比を適正にするために設けられたものである。

ところで開閉弁 1 1 ～ 1 4、4 0 及び油圧ポンプ 3 8 を実施例にあってはコントローラ 4 2 で制御する説明をしたが、この開閉弁 1 1 ～ 1 4、4 0 をタイマで開閉するように構成し、このタイマで上記ホールド油圧を制御するようにリレー回路で構成された油圧コントローラを連動するように構成しても構わない。5 6 は冷却用オイルをクラッチ部 3 6 へ供給する冷却用オイルポンプである。尚、パワータービン 7 のギヤ比  $G$  及びエンジ

この直後、コントローラ 4 2 はセンサ 4 5 で検出されたエンジン回転数  $N_{eng}$  をステップ 4 7 で知り、上記マップ 4 4 に対照させて、 $P_0$ 、 $P_1$  を決定するステップ 4 8 を実行後、油圧ポンプ 3 8 の吐出量をホールド圧力  $P_0$  になるように制御するステップ 4 9 を実行する。この後センサ 4 1 によるパワータービン 7 の回転が“0”か否かを判断 5 0 で判定する。判断 5 0 が YES であるときコントローラ 4 2 は再度エンジン回転数を測定した後、上記油圧ポンプ 3 8 の吐出量をホールド圧力  $P_1$  になるように制御するステップ 5 1 を実行する。

この後、コントローラ 4 2 はステップ 5 2 で上記パワータービン 7 のギヤ比（反転機構 1 7 によるギヤ比）を知り、このギヤ比  $G$  とエンジンのギヤ比  $G_0$  との比が 0.9 を越えているか否かを判断 5 3 で判定し、NO であればステップ 5 1 にリターン、YES であれば、 $P_1$  を 0.5 ～ 1sec 間保持させるステップ 5 4 を経てステップ 5 5 で油圧ポンプ 3 8 の吐出量をホールド油圧  $P_2$  になるように制

ンのギヤ比  $G_0$  は非接触式のセンサで計測される。また、上記油圧ポンプ 3 8 によるホールド圧力  $P_0$ 、 $P_1$ 、 $P_2$  を各エンジン回転数（ $N_{eng}$ ）において油圧センサ 4 3 の計測値に基づいて小から大に順次制御するように構成しても構わない。

〔発明の効果〕

以上説明したことから明らかなように、この発明によれば次の如き優れた効果を発揮する。

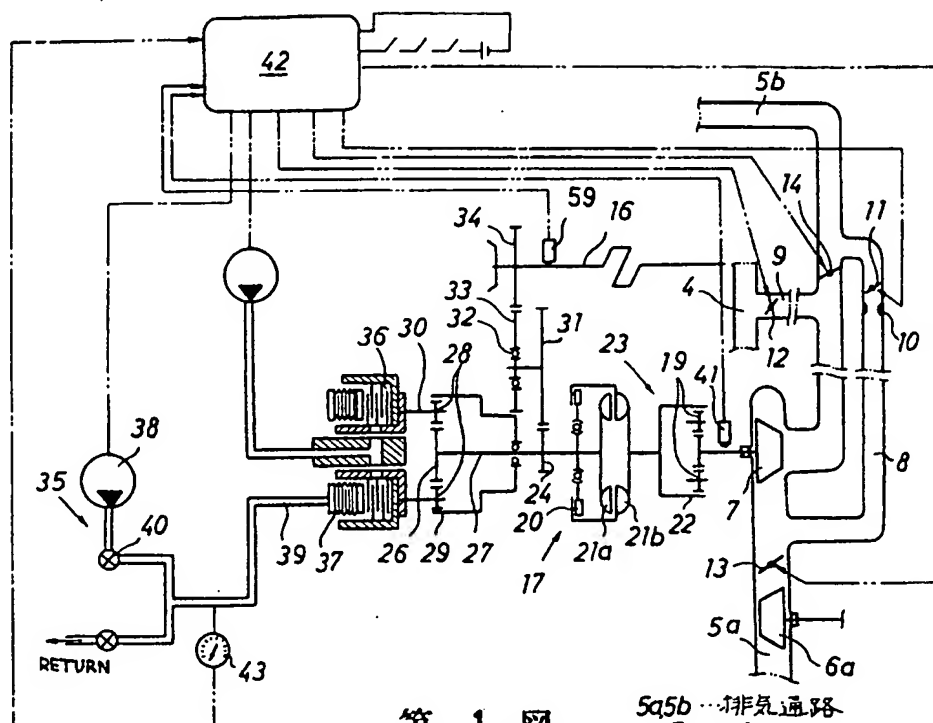
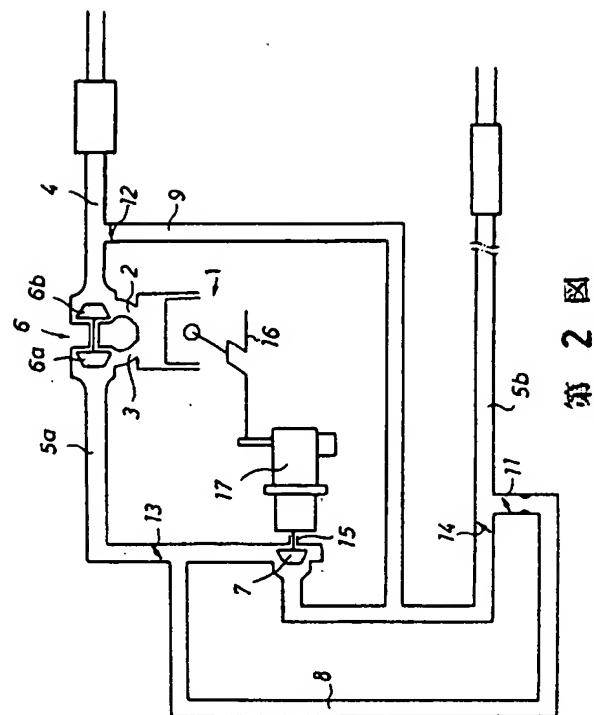
摩擦クラッチの接続時に回転方向を逆転させる反転機構で排気通路のパワータービンとクランク軸とを接続し、上記クラッチに接続時に上記タービンの回転を 0 回転にする摩擦トルクを発生させると共に、その摩擦トルク限界でさらに大きな摩擦トルクを発生させる付勢手段を設けてターボコンパウンドエンジンを構成したから、パワータービンの反転時に作り出すブレーキのオーバーシュートをなくし、安定した大きな制動性能を得ると共に、制動時に於ける動力伝達系の信頼性、耐久性を向上できる。

#### 4. 図面の簡単な説明

第1図は反転機構の一例を示す要部詳細図、第2図はこの発明の好適一実施例を示すシステムの全体図、第3図はコントローラの制御内容の一例を示すフローチャート、第4図は制御マップを示す制御図、第5図は第4図の制御マップを得るためのホールド圧力とその所要時間及びパワータービンの回転数の変化と制動力変化を示す性能線図、第6図は関連技術としてのターボコンパウンドエンジンを示す概略図である。

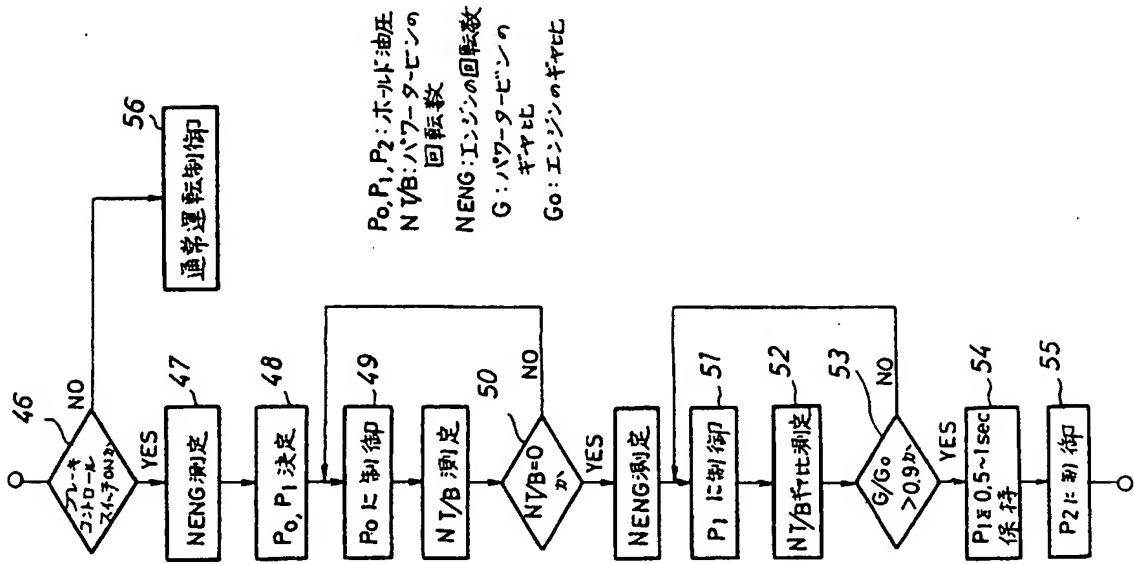
図中、1 はエンジン、4 は吸気通路、5 は排  
 気通路、6 はターボ過給機、7 はパワータービ  
 ン、8 は排気バイパス通路、9 は吸気バイパス  
 通路、11～14 は開閉弁、16 はクランク軸、  
 17 は反転機構、37 は油圧クラッチ、38 は  
 付勢手段たるポンプである。

特許出願人      いすゞ自動車株式会社  
代理人弁理士      絹谷信雄

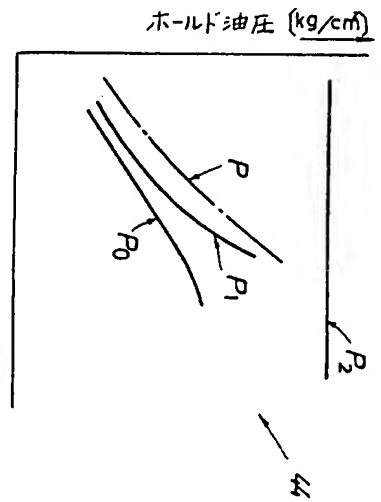


5q5b…排気通路  
7…パワータービン  
17…反転機構  
36…油圧クラッチ  
38…ポンプ

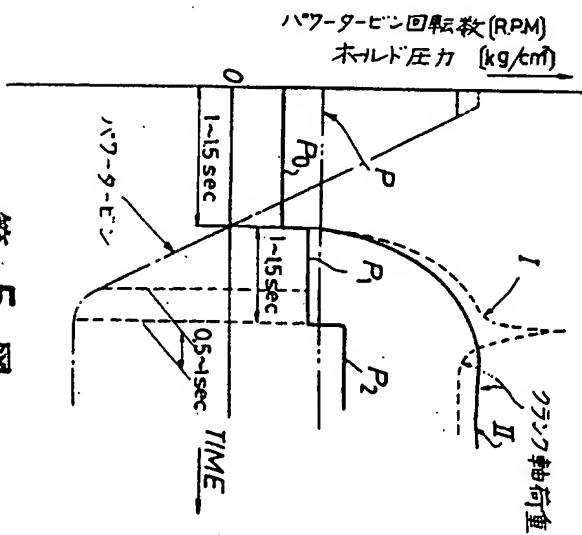
第 3 図

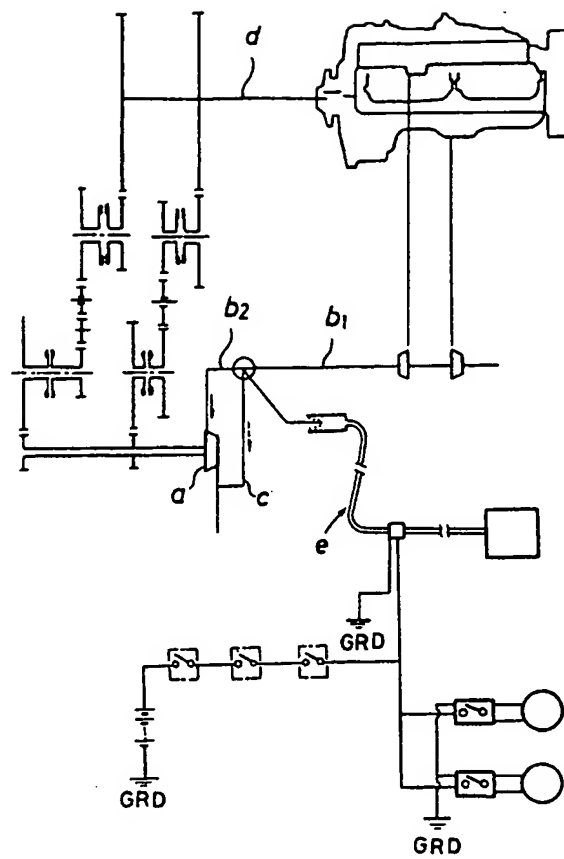


第 4 図



第 5 図





第 6 図